

高圧力比形 AT14 過給機の開発

Development of High Pressure Ratio Turbocharger

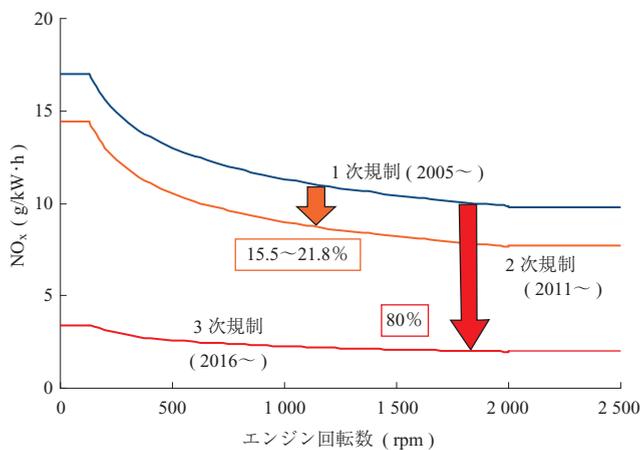
近年、どの産業分野の経済活動においても、環境問題への関心が急速に高まっている。造船・船用分野も例外ではなく、さまざまな規制が条約として発効し、海運会社や船舶機器メーカーの世界共通ルールとなっている。条約を審議し制定するのは、169の加盟国からなるIMO（国際海事機関）であり、船舶の航行や事故による海洋汚染を防止することを目的としたMARPOL条約である。2005年5月、船舶からの大気汚染に関する規則（付属書VI）が発効し、各船用エンジンメーカーは対応を進めている。

1. 排気ガス規制の動向

船用ディーゼルエンジンに対する主な規制は、排気ガスに含まれるNO_x値であり、その規制値レベルを第1図に示す。2005年5月発効の1次規制は、5年ごとに見直すことが決まっていますが、2011年1月から発効する2次規制では、1次規制値に比べ約20%低減しなければならない。また、2016年に発効予定の3次規制では、2010年より80%の低減が求められる見通しである。

2. NO_x 低減技術

ディーゼルエンジンから排出されるNO_xは、シリンダ内で燃料が燃える際にできるサーマルNO_xと呼ばれるものが大部分である。これを低減するためには、燃焼温度の低減がもっとも有効であり、排気ガスを燃焼室に還流させるEGR（Exhaust Gas Recirculation：排気ガス再循環）



第1図 IMOのNO_x規制値

とミラーサイクルの適用が現在主流となっている。

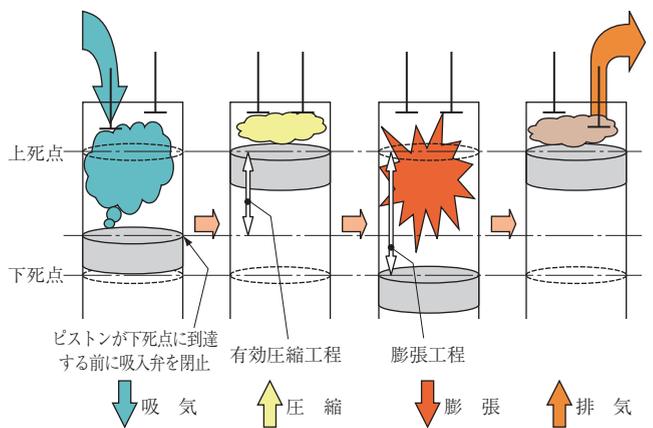
EGRは、NO_x低減に有効な半面、スモークの増加や燃費の悪化を招くなどの技術的課題がある。また、排気ガスを再循環させるためのシステムを付加する必要があるが、船用ディーゼルエンジンへの適用実績はそれほど多くない。

一方のミラーサイクルは、吸気工程の途中で吸入弁を閉じる（早閉じ）か、圧縮工程の途中まで吸入弁を開いたままにしておく（遅閉じ）ことによって、実質的な圧縮比を低く抑え、サイクル効率の改善や低燃費化をねらったものである。第2図に示す早閉じミラーサイクルでは、断熱膨張行程によって燃焼温度が低下するため、ディーゼルエンジンにおけるNO_x低減効果が大きい。

ミラーサイクルは、機構としては吸気バルブの開閉タイミングを変更するのみであるため、多くのディーゼルエンジンで研究および実用化が進んでいる。ただし、同サイズのディーゼルエンジンに比べ実圧縮比が低下する。出力を維持するには、短時間で必要な吸気量を確保するため、過給機としては高圧力比化対応が必要である。

3. 過給機に求められる重要な要素

2章に述べたように、過給機の性能に関しては、ミラーサイクルによるNO_x低減技術に対応するために高圧力比化対応が必須である。一方、ディーゼルエンジンの使用環境は、①乗組員の減少②船内作業の省力化③燃料油の低質化に伴う潤滑油の劣化や不純物の多い排気ガスな



第2図 早閉じミラーサイクルの原理

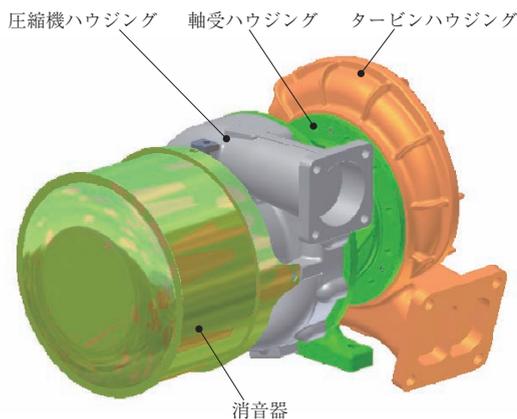
ど、従来にも増して過酷な状況下で稼働している。このため、ライフサイクルコストの減少、メンテナンス間隔の長期化、取扱い性の向上など、高信頼性、高耐久性をもつ過給機が強く望まれている。

これらの市場からの強い要望にこたえるため、当社は従来の AT14 形過給機をベースに大幅な改良を加え、高圧力比、高信頼性および高耐久性をもつ高圧力比形 AT14 過給機を開発した。本稿では、過給機の主な特長について報告する。

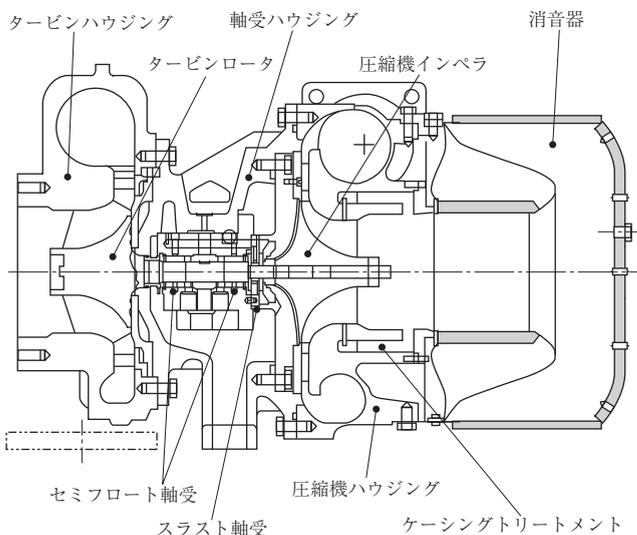
4. 高圧力比形 AT14 過給機の開発

高圧力比形 AT14 過給機は、従来の AT14 形過給機をベースとし、500 kW クラスのエンジンに適合したラジアル形過給機である。第 3 図および第 4 図に外観および断面を示す。

回転体はタービンロータと圧縮機インペラで構成され、軸方向および径方向の力は、スラスト軸受および二つのセ



第 3 図 高圧力比形 AT14 過給機の外観



第 4 図 高圧力比形 AT14 過給機の断面

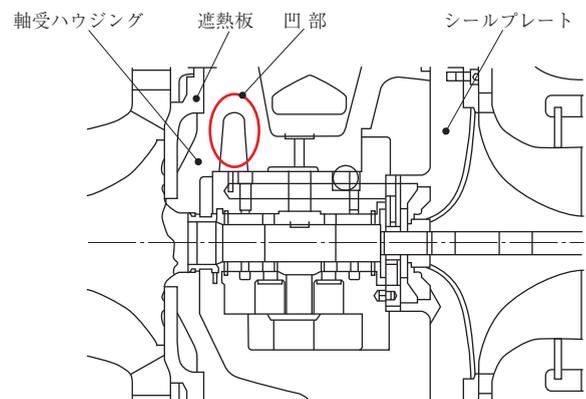
ミフロート軸受によって支持されている。ハウジング類は、タービンハウジング、軸受ハウジング、圧縮機ハウジングから成り、圧縮機ハウジングには消音器が装着される。エンジンから送られてきた排気ガスがタービンハウジングを通り、タービン翼に当たることによって、タービンロータが回り、同軸上にある圧縮機インペラが回転し、エンジンに圧縮空気を送り込む。回転体の長さは約 340 mm で、タービン翼および圧縮機インペラの外径は、およそ 140 mm である。

軸受ハウジングは構造をなるべく単純にして、製造しやすくするため、冷却水流路を設けず、軸受に供給される潤滑油で軸受ハウジングを冷却する油冷構造とした。また、第 5 図に示すようにタービン側に凹部を設けて潤滑油を吹き付けることによって、高温部となるタービン側を冷却している。

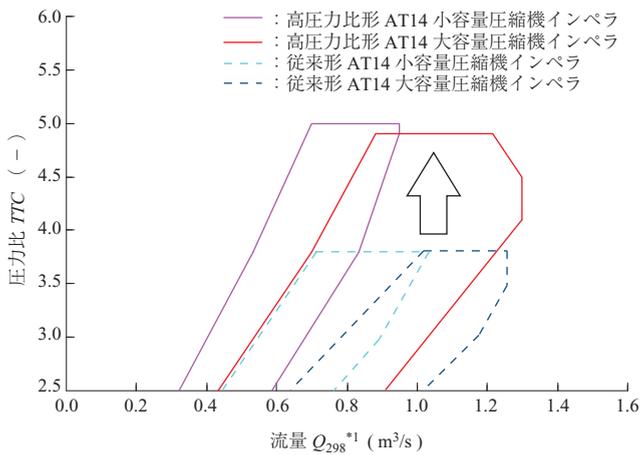
運転中の過給機の表面温度が高くならないように、タービンハウジングにはラギングと呼ばれるカバーを装着する。従来の AT14 形過給機では、タービンハウジングの外周部にそのままラギングを装着していた。しかし、高圧力比形 AT14 過給機では、ハウジング外周部にリブを設け、ラギングとの間にすき間を設け、空気断熱層を確保することで、より簡易なラギング構造を採用した。

4.1 高圧力比化対応

第 6 図の圧縮機風量範囲に示すように、幅広い範囲に適用するため、従来の AT14 形では大小二つの圧縮機インペラ径が用意されていた。高圧力比化に対応する圧縮機の新設計でも、同様の設計方針とし、従来形と同等の風量範囲を取れるように設計した。第 7 図に、高圧力比圧縮機インペラを示す。高圧力比に対応するためには、インペラの回転数を従来よりも上げる必要があるが、各部の応力が大きくなってしまふ。このため、インペラの羽根形状、



第 5 図 軸受ハウジングの詳細



第 6 図 圧縮機風量範囲



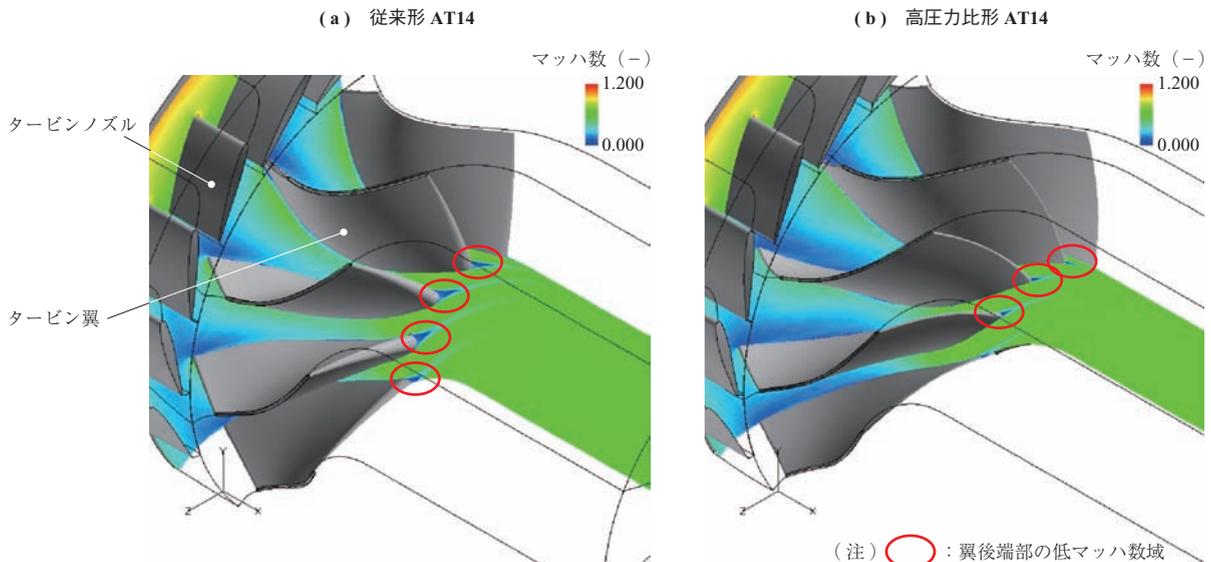
第 7 図 高圧力比圧縮機インペラ

厚みおよび羽根角度を最適化することで、高速回転時にインペラに掛かる遠心応力の低減を図った。さらに圧力比を上げるため、ケーシングトリートメントと呼ばれる圧縮機ハウジングの空気循環路の形状も CFD (Computational Fluid Dynamics) を用いて最適化を図った。以上の結果、エンジン作動点における圧力比は従来形の 3.8 から約 5 になった。

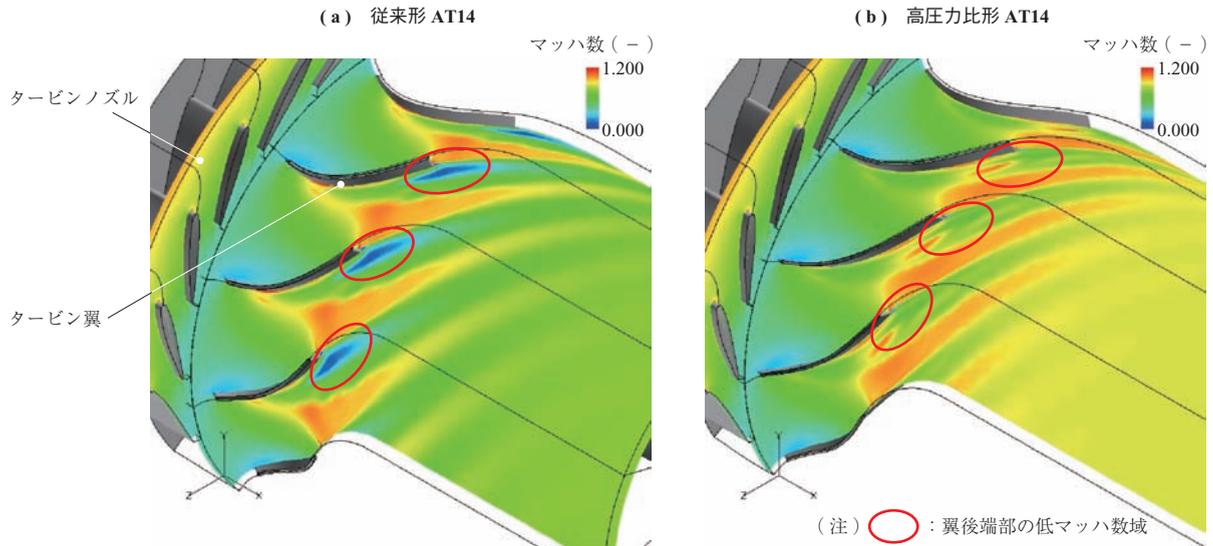
高圧力比の圧縮機インペラに対応するため、新たなタービン翼車を開発した。タービン翼車の形状、厚さおよび枚数について CFD を用いて最適化した。第 8 図に翼根元付近 (10% スパン位置) の相対マッハ数分布を示す。翼根元部の厚さを薄くすることによって、翼後端部での流れのはく離を抑え、損失低減を図っている。翼設計には FEM も併用し、薄翼化しても十分な強度を保てるように、強度設計と空力設計の最適化を図っている。

第 9 図に翼先端付近 (90% スパン位置) の相対マッハ数分布を示す。従来形のタービン翼車は翼後端部で流れのはく離による低マッハ数域が生じており、損失要因となっていた。これに対し、翼枚数を 11 枚から 12 枚に増やすとともに、翼形状を最適化することによって、流れのはく離を抑え、低マッハ数域をなくし、効率向上を図ることができた。

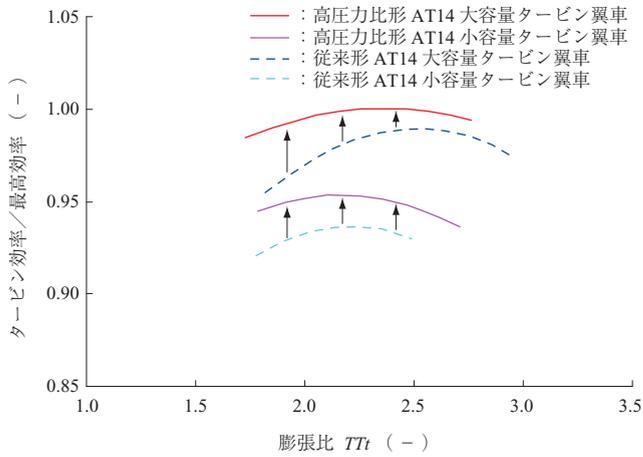
従来形と高圧力比形 AT14 のタービン性能比較を第 10 図および第 11 図に示す。それぞれ流量の小さい仕様と大きい仕様の 2 種類をプロットした。上記に示すように、高圧力比圧縮機インペラに対応するために、タービン翼車を最適化した結果、従来形と比較して幅広い作動域におい



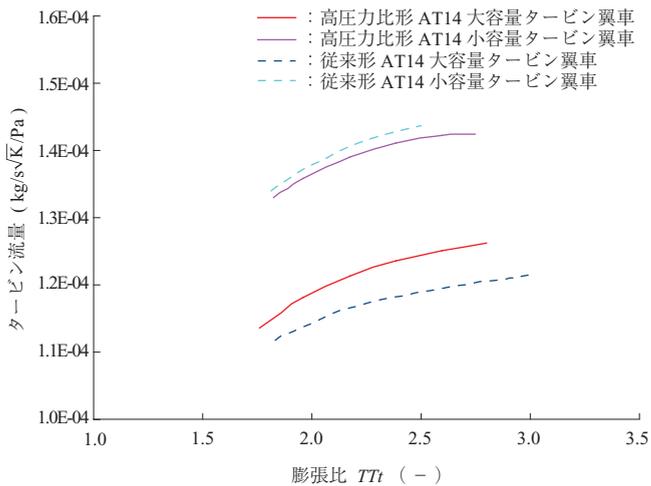
第 8 図 タービン翼車の CFD 解析結果 (1)



第9図 タービン翼車の CFD 解析結果 (2)



第10図 タービン効率曲線



第11図 タービン流量

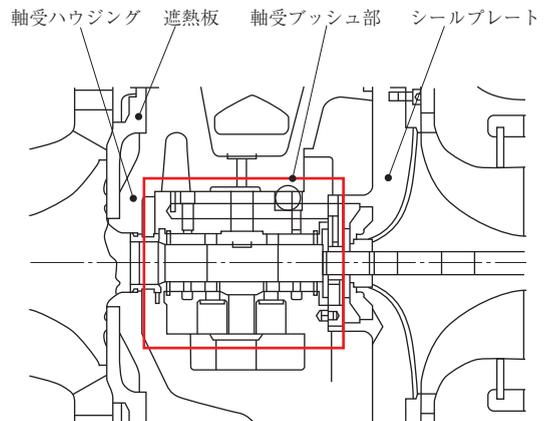
てより高い効率を達成している。

4.2 メンテナンス性向上への対応

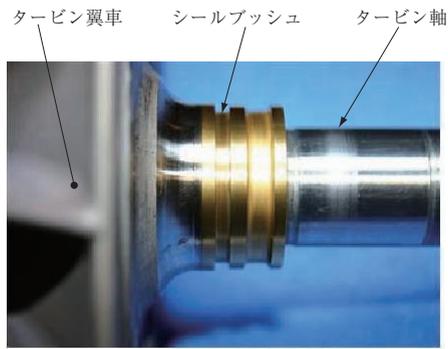
従来の AT14 形過給機では、軸受ハウジングにセミフ

ロート軸受を支持するための軸受はめ輪を圧入していた。高圧力比形 AT14 過給機では、第12図に示すように、ブッシュ方式を採用し、軸受の支持と潤滑油流路の形成機能をすべて本ブッシュに集約している。本構造を採用することによって、高い加工精度を要する部品がブッシュだけになり、また本ブッシュを取り外すと軸受交換が容易にできるので、組立・メンテナンス作業性が向上した。

タービンロータのシール部分は、高温の排気ガスにさらされ、定期的なメンテナンスを怠った場合、潤滑油にコーキングが発生することがある。コーキングした潤滑油は、硬い粘着質なカーボン状の物質となり、タービンロータのシール性能に影響を及ぼすことがあり、シール部分のみの交換や耐摩耗性を向上する要求があった。これらの要求を満足させるため、第13図に示すような別体形シールブッシュを開発した。別体形シールブッシュは、従来のシール



第12図 軸受ハウジングの詳細



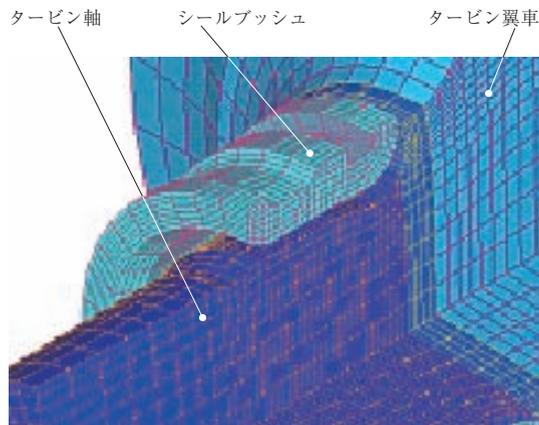
第 13 図 別体形シールブッシュ

部分をリング状の別体形にすることによって、容易に交換ができる構造で、また小さなピースのため耐摩耗性を向上する表面処理を施すことが容易になった。

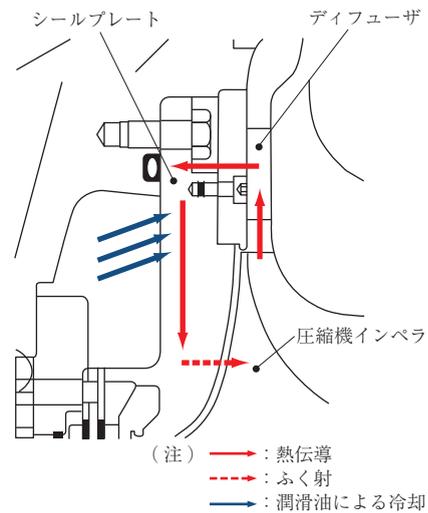
別体形シールブッシュの応力評価、運転/停止による疲労強度を検討し、さらに、第 14 図に示すように FEM 解析による応力集中部の健全性を確認するとともに、本船上での実機による運転評価を行い、その信頼性を確認した。

4.3 さらに高圧比化対応について

前述の排気ガス規制の動向からも分かるように、今後、過給機にはさらなる高圧比化の要求があると予測される。過給機の圧力比を高くすると、圧縮機インペラで圧縮された空気がさらに高温になる。第 15 図に示すように、高温空気によって、ディフューザ、シールプレートが加熱され、シールプレートからのふく射熱によってインペラの温度が上昇し、クリープ強度が低下することによって寿命が短くなる。そこで、シールプレートの背面に潤滑油を噴きかけて冷却することによって、インペラの温度を下げられる構造とした。



第 14 図 FEM 解析メッシュ例



第 15 図 圧縮機インペラの冷却方法

5. おわりに

2011 年からさらに強化される排気ガス規制に対応し、今回開発した高圧比形 AT14 過給機は、すでに一部のエンジンメーカで標準採用が決定し、今後市場において稼働を始めようとしている。

さらに、中・小型船舶の主機クラスのディーゼルエンジンにも適用できるよう、AT14 より小型のシリーズ機種についても開発を進めている。

今後も環境規制に対応する開発はもちろんのこと、お客さまのニーズに合致した過給機を継続して開発し、「技術をもって社会の発展に貢献する」IHI 経営理念を実現化していく。

参考文献

- (1) 平原 祐：船舶からの排ガスに対する規制の強化について－ MARPOL 条約附属書VI改正の概要－マリンエンジニアリング 43 巻 6 号 2008 年 11 月 pp.2 - 4
- (2) 今橋 武, 沖野敏彦：船用ディーゼル機関の基礎と実際 海文堂

回転機械セクター開発部

森 寛之

平田 豊

中野 健

村野 隆麻

株式会社 IHI 回転機械

回転機械事業部管理部

岩城 史典